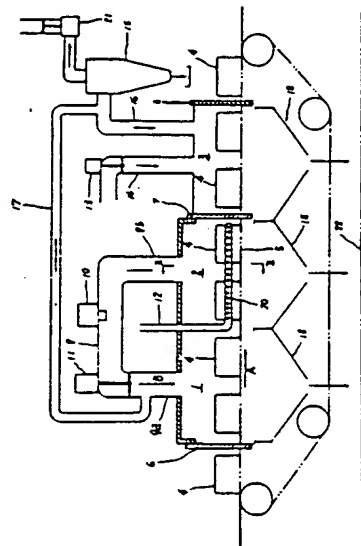


(54) METHOD AND DEVICE FOR SHAKING OUT SAND FROM ALUMINUM  
CASTING PREPARED IN SAND CORE

(11) 56-53867 (A) (43) 13.5.1981 (19) JP  
(21) Appl. No. 54-128120 (22) 3.10.1979  
(71) SANKEN SANGYO K.K. (72) KIYOSHI NAKAMURA(1)  
(51) Int. Cl.<sup>3</sup>. B22D29/00

**PURPOSE:** To perform sand shaking out effectively and perfectly by heating sand mold core aluminum castings to a high temperature then intermittently and repeatedly blowing high-pressure air.

**CONSTITUTION:** A heating burner 10 is burned and a hot air fan 11 is driven to feed hot wind into a heating-drying facility 1 as shown by the arrow B. After the chamber inside has attained a predetermined high temperature, sand mold core aluminum castings 4 are carried into respective facilities 1, 2, 3 by moving an intermittent feed type conveyor 5. Respective shutters 6, 7 are closed to shut off the atmospheric air, whereby the castings 4 are heated to a high temperature together with the core sand. Next, the castings 4 in a high temperature state are intermittently blown several times with the high-pressure air spouted from the nozzles 20 of a high-pressure air supply path 12, in the high-pressure air blowing facility 2. Thus, the sand which has been weakened of binding force by heating is perfectly removed. Next, the castings 4 are sent into the cooling facility 3 and the shutters 7, 8 are closed so that they are cooled by the air through an air cooling fan 13. The exhaust air is completely released into the atmosphere through a dust remover 15.



Reference 2

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56—53867

⑪ Int. Cl.<sup>3</sup>  
B 22 D 29/00

識別記号

庁内整理番号  
7225—4E

⑬ 公開 昭和56年(1981)5月13日

発明の数 2  
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑭ 砂型中子アルミ鑄物の砂落とし方法及びその装置

広島市高須4丁目6—40

⑮ 発明者 大田和文

広島市阿戸町5539番地

⑯ 特 願 昭54—128120

⑰ 出 願 人 三建産業株式会社

⑱ 出 願 昭54(1979)10月3日

広島市東千田町1丁目1番72号

⑲ 発 明 者 中村清

⑳ 代 理 人 弁理士 古田剛啓

明 細 書

1. 発明の名称

砂型中子アルミ鑄物の砂落とし方法及びその装置

2. 特許請求の範囲

(1) 穴等に中子砂が入り込んでいるところの砂型中子アルミ鑄物を高温度に加熱して中子砂の結合力を弱化する第1工程と、該アルミ鑄物に高圧空気を断続的に繰り返して吹付けて中子砂の砂落しを行う第2工程と、砂落しされたアルミ鑄物を冷却する第3工程とよりなることを特徴とする砂型中子アルミ鑄物の砂落とし方法。

(2) 砂型中子アルミ鑄物を載せる間歇送り型コンベヤーの進行方向に沿って加熱乾燥設備、砂型中子アルミ鑄物等に向い高圧空気吹付設備、冷却設備を順次設け、加熱乾燥設備の入口に入口開シャッターを設けると共に、高圧空気吹付設備と冷却設備との間に出口開シャッターを設けてなる砂型中子アルミ鑄物の砂落とし装置。

(1)

3. 発明の詳細な説明

この発明は砂型中子アルミ鑄物の砂落とし方法の改良及びその方法に使用する装置に関するものである。

従来のこの種の砂落とし手段として搬送中の砂型中子アルミ鑄物に振動を与えて砂落しを図つたものがあるが、振動によるだけでは鑄物の穴等に入り込んだ中子砂を十分に除去することは困難であつた。

この発明は搬送中の砂型中子アルミ鑄物を加熱し乾燥したのち、高圧空気を吹付けて効果的に砂落しを行うようにしたものである。

第1図及び第2図に基いてこの発明に係る砂型中子アルミ鑄物の砂落とし手段の第3の実施例を説明する。

1は加熱乾燥設備、2は高圧空気吹付設備、3は冷却設備で、これらは砂型中子アルミ鑄物4を載せる間歇送り型コンベヤー5の矢印Aで示す進

(2)

行方向に沿って順次配設された通気室よりなり、壁、天井及び砂受けホッパーの一部は二重ケーシングとし断熱材が充填されている。また、加熱乾燥設備1の入口に入口側シャッター6が設けられると共に高圧空気吹付設備2と冷却設備3との間に出口側シャッター7が設けられ、更に冷却設備3の出口側に大気通断シャッター8が設けられている。9は熱風循環ダクトで、両端9a、9bを加熱乾燥設備1及び高圧空気吹付設備2の通所に開口している。熱風循環ダクト9には加熱バーナー10及び送風ファン11が設けられている。そして高圧空気吹付設備2には多数の高圧空気吹出ノズル20を設けた高圧空気供給路12が搬送される砂型中子アルミ鋼物4の両側に沿って配設され、高圧空気供給路12の基端は送風源・・・図示省略・・・に接続されている。冷却設備3には、大気を導入する空冷ファン13を備えた冷却風導入ダクト14及び強制排気ファン21を有するサイ

(3)

2のノズル20から噴出した約 $5\text{kg/cm}^2$ の高圧空気により10分間隔で数回以上断続的に繰り返し吹き付けられて砂落しが行われる。これにより砂型中子アルミ鋼物4の穴等に入り込んでいる中子砂も高温度の加熱によりその結合力が弱められるため容易に且つ完全に取除かれる。

このようにして砂落しの終了したアルミ鋼物4はシャッター7を開けて間歇送り型コンベヤ5により冷却設備3内に送られたらシャッター7及び8が閉じられる。そして、空冷ファン13を回転し大気を冷却設備3内に導入することにより砂型中子アルミ鋼物4を冷却しその温度は略摂氏100度まで下げられる。冷却設備3内の排気は排気ダクト16を通り除塵装置15を経て、ここで粉塵が分離除去されたのち大気中へ放散される。

第3図乃至第5図に基いてこの発明の第2の実施例を説明する。

この実施例のものは、第1の実施例のものから

(5)

クロン式除塵装置15を備えた排気ダクト16の端部がそれぞれ接続されている。また、加熱乾燥設備1内の排気は排気ダクト17を通りサイクロン除塵装置15に導かれている。18は上記各設備毎に底部に設けられた砂受けホッパーである。22は砂受けホッパー18の下方に配設され砂型中子アルミ鋼物4から落ちた砂を設備外に搬出する砂送りコンベヤである。

まず、加熱バーナー10を燃焼すると共に熱風ファン11を回転して、熱風を矢印日の如く加熱乾燥設備1内に送入し室内が略摂氏500度になった後に砂型中子アルミ鋼物4を図の如く各設備内に間歇送り型コンベヤ5を動かして搬入し、各シャッター6、7を閉じて大気を通断することにより砂型中子アルミ鋼物4は中子砂と共に高温度に加熱される。

次に、この高温状態の砂型中子アルミ鋼物4は高圧空気吹付設備2において、高圧空気供給路1

(4)

いて熱風循環ダクト9から出た熱風を、加熱乾燥設備1及び高圧空気吹付設備2を通る流出室9cを介してノズル9dから噴出させ、更に高圧空気吹付設備2の天井に設けた流入室9aに吸込むことにより対流伝熱効果を大きくして砂型中子アルミ鋼物4に対する加熱速度を早めるようにしたものである。

上述した如くこの発明に係る砂型中子アルミ鋼物の砂落し方法は、穴等の中子砂が入り込んでいるところの砂型中子アルミ鋼物4を高温度に加熱して中子砂の結合力を弱化する第1工程と、該アルミ鋼物4に高圧空気を断続的に繰り返し吹き付けて中子砂の砂落しを行う第2工程と、砂落しされたアルミ鋼物4を冷却する第3工程とよりなるもので、迅速且つ完全に砂落しを行うことが出来る。

また、この発明に係る砂型中子アルミ鋼物の砂落し装置は、砂型中子アルミ鋼物4を取替る間歇

(6)

図、第4図は第3図のⅡ-Ⅱ断面図、第5図は第3図のⅢ-Ⅲ断面図である。

- |   |           |
|---|-----------|
| 1 | 加熱乾燥設備    |
| 2 | 高圧空気吹付設備  |
| 3 | 冷却設備      |
| 4 | 砂型中子アルミ鋼物 |
| 5 | コンベヤ      |
| 6 | 入口側シャッター  |
| 7 | 出口側シャッター  |
| A | 進行方向      |

特 許 出 願 人 三 建 産 業 株 式 会 社  
代 理 人 弁 理 士 古 田 剛 啓

送り型コンベヤ5の進行方向Aに沿って加熱乾燥設備1、砂型中子アルミ鋼物4に向う高圧空気吹付設備2、冷却設備3を順次設け、加熱乾燥設備1の入口に入口側シャッター6を設けると共に、高圧空気吹付設備2と冷却設備3との間に出口側シャッター7を設けて構成したもので、砂型中子アルミ鋼物4を高温度に加熱し乾燥状態にして中子砂の結合力を弱めたのち高圧空気を吹付け、従来容易に取除く事が出来なかつた鋼物の穴等に入り込んでいる中子砂をも効果的に砂落しを行ない且つ砂落しされた中子砂の冷却を行うことが出来るといふ特長を有している。

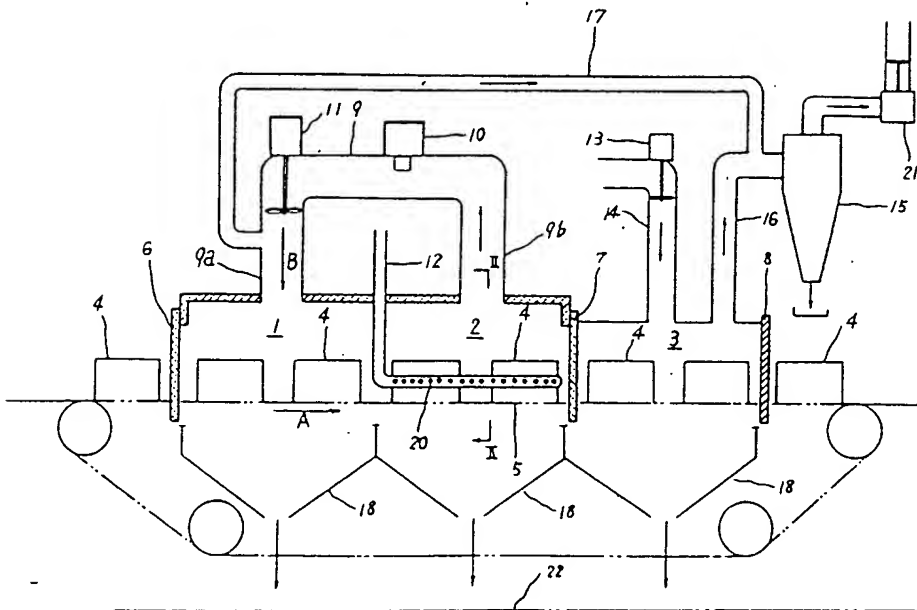
#### 4. 図面の簡単な説明

図面はこの発明に係る砂型中子アルミ鋼物の砂落し手段の実施例を説明するためのもので、第1図は第1の実施例における全体の構造を示す説明図、第2図は第1図のⅠ-Ⅰ断面図である。第3図は第2の実施例における全体の構造を示す説明

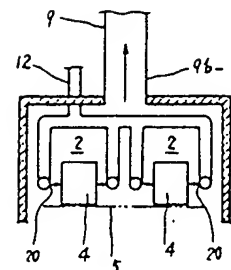
(7)

(8)

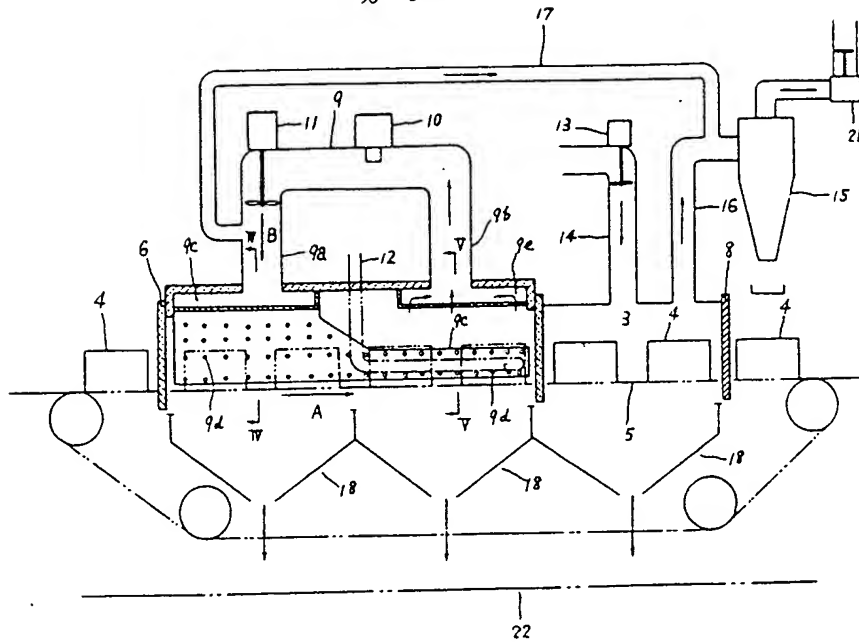
第 1 図



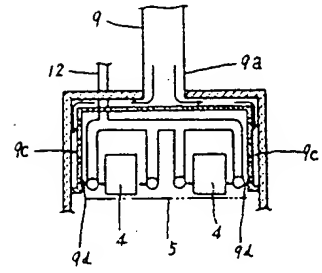
第 2 図



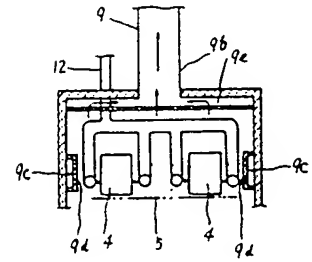
第 3 図



第 4 図



第 5 図



COPY

(3) "Economical used energy type, continuing heat treating furnace for aluminium castings", Kogyo-Kanetsu

1. Introduction

It has been a time when the evaluation of a furnace is made in a unit of fuel. One automobile maker has been using electrical power as a heat source for adjusting furnaces. While the cost for energy in the production cost is rising up year by year, it has been considered to reduce the electrical power unit. However, there is a limit of itself, and it is necessary to take steps for economical use of energy (cost reduction) which changes the conventional ways of approaching it.

That is, it is a change to low cost energy, and LPG is about 1/3 cheaper than electrical power, depending on each user. As the second condition, improvement of productivity per an area unit, namely, effective use of an area of a factory, was to be considered by integration of a two story solution furnace-aging furnace by which the area used is reduced in 50%.

2. Production processes of Al alloy casting parts and conventional heat treatment processes

Al casting parts are manufactured with the processes shown in Figure 1, which are processed in a successive manner within a factory.

Recently, automobile parts tend to be made from nonferrous metal such as Al rather than casting steel for the purpose of lightening of their weight, the shapes become more complex and the thickness becomes thinner. Consequently, a strong knocking treatment can not be used. As it is known, core sand consolidated with sand is used as a core mold for Al casting. There are methods for removal of the Al core sand,

such as process A, a method of removal by providing, prior to the heat treatment, a furnace dedicated to the sand combustion;

such as process B, a method of removal by the solution furnace serving also as a sand combustion furnace.

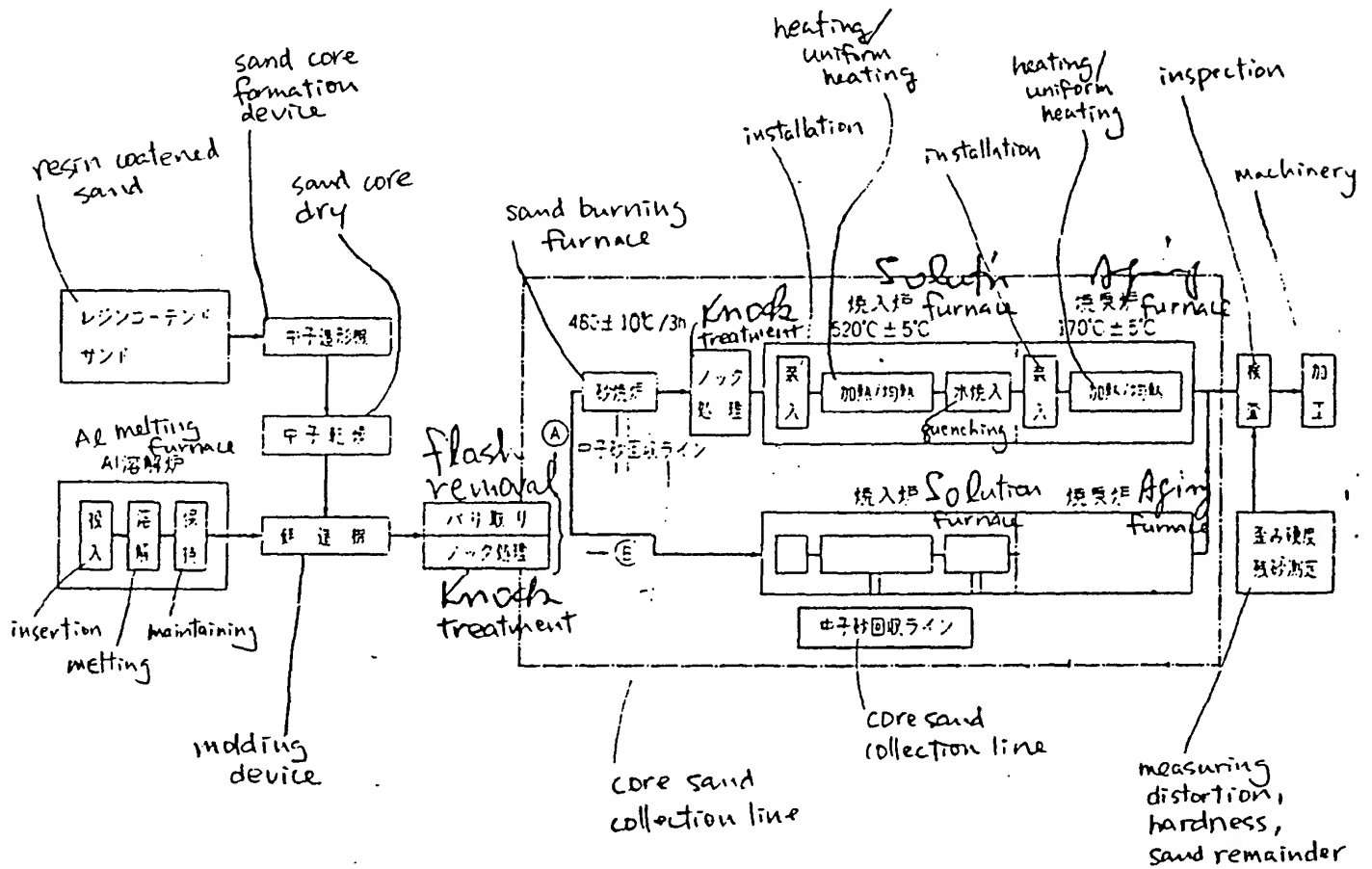
The former usually uses gas as heat fuel dedicated for burning sand, and uses a successive furnaces of a direct combustion type with a chain conveyor. Including the

former, a hot wind circulating type using electrical heaters as a heat source of adjusting furnaces (a solution furnace, an aging furnaces) is often used.

Herein, a fuel unit of a conventional type of dedicated sand burning furnace is mostly in a range of about 500,000 - 1,000,000 kcal per t.

5

Figure 1 Production process of Al alloy casting parts



### 3. Items considered

1) A method for economical use of energy in Al adjusting furnaces is such that, particularly in a solution treatment using gas as a heat source, several items are to be considered, such as:

5 relation between collapsion of core sand and an atmosphere in the furnace,

air pollution by discharged gas

collection of discharged heat by suppression and decrease of discharged loss from the surface of each part of the furnace

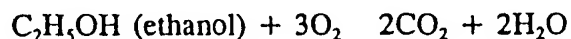
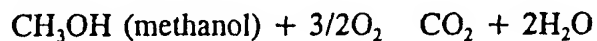
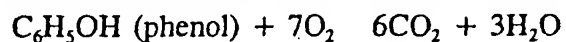
10 reduction of radiation and leak of heat from openings, suppression of entrance of cool air, and reduction of power energy

2) A binder binding core sand for an Al casting is chosen to have a low heat decomposition temperature, adequate heat decomposition, and a high heat decomposition speed in the air, namely, by which particles of sand are easily fallen  
15 down as the binder loses its adhesion for adhering the molding sand. Where the solution furnace is of a direct combustion type, it has been revealed that the binder is easily decomposed when O<sub>2</sub> concentration in the furnace, which contributes to the heat decomposition of the binder, is high. It was necessary to determine adequate O<sub>2</sub> concentration in the furnace for economical use of energy.

20 Moreover, in a case of direct combustion, it is necessary to consider sand dusts in discharged gas.

#### 3-1. Collapsion of a core and a furnace atmosphere

As a binder for core sand, resin (thermohardening resin) is mainly used. The  
25 decomposition reactions of binders are mainly as follows:



Moreover, a bad smell from the binder at the time of the heat decomposition  
30 was one of some problems. Phenol resin is resin made by condensation of a group of phenol such as phenol, cresol and xylene with formaldehyde. Ammonia seems to



be created in the decomposition of formaldehyde and hexamethylenetetramine during the resin production processes, which is considered to be a component of the bad smell. (Technical report of one maker, Development of furnace for revival of shell sand and pollution) The following are the listed components of bad smells:

5                   benzol, phenol, toluene, xylene, formaldehyde, ammonia, cresol

### 3-1-1 Experiments in test furnaces

Some tests were made to find the relation between collapsion of core sand and O<sub>2</sub> concentration. Tables 1, 2, and 3 show the results of the tests. Table 4 shows the results of bad smell tests. Herein, smell is shown as follows:

- 0: no smell  
 1: smell which can be sensed faintly  
 2: smell which can be sensed easily  
 3: smell which can be sensed apparently  
 15           4: strong smell  
             5: strong smell which can not be endured

The strength of smell was classified by the above six grade classification.

Table 1 Tests for core sand itself.

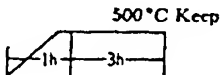
20	<u>Furnace atmosphere</u>	<u>Results</u>
	N <sub>2</sub> 100%	no collapsion of core sand (black)
	air 100%	collapsion (sand brown)
	gas combustion atmosphere	as above
25	O <sub>2</sub> 7-10.5%	
	O <sub>2</sub> 0.3-1%	no collapsion (black)
	O <sub>2</sub> 3-5.8%	collapsion (black)
	heat curve	
30		

Table 2 Tests for falling of core sand stuck on Al cut surfaces

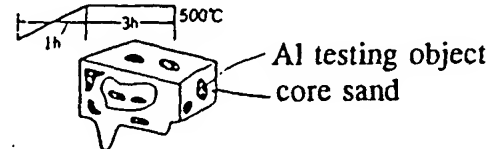
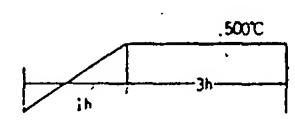
5	<u>Furnace atmosphere</u>		<u>Results</u>
	gas combustion		surface of sand was brown, burned and fallen down, but sand inside of hole is black (not fall)
	O <sub>2</sub> 5.9-6.8%		
	air 100%		100% sand was brown, burned and fallen down
	(O <sub>2</sub> 20.8%)		
10			
15			

Table 3 Tests for falling of core sand stuck on full-sized Al samples

20	<u>Furnace atmosphere</u>		<u>Results</u>
	gas combustion	O <sub>2</sub> 35%	air excess coefficient about M=1.2
		O <sub>2</sub> 7%	no collapson of core sand (black) M=1.5
25		O <sub>2</sub> 10%	as above ... smell tests M=2 surface was fallen down but no collapson in inside
	air + N <sub>2</sub>		
		O <sub>2</sub> 15-21%	as above
	air O <sub>2</sub> 20.8%		100% collapsed
30	heat cycle		
35			

Panelists 15th test 3 males 3 females  
 16th test 2 males 2 females  
 ◎ female ○ male

5 Table 4 Results of sensing tests by panelists

10

furnace atmosphere  
furnace temperature  
O<sub>2</sub> concentration at entrance  
O<sub>2</sub> concentration at exit  
after starting raising temperature (lapsed time)

15

Strength of smell

20

State at exit of discharged gas

discharged combustion gas + air (4.6 m<sup>3</sup>/h)

15th test

air (2 m<sup>3</sup>/h)

16th test

第15回目テスト時						第16回目テスト時				
炉内封入雰囲気	燃焼排ガス+空気(4.6 m <sup>3</sup> /h)					空 気 (2 m <sup>3</sup> /h)				
炉内温度 °C	170	458	500	500	500	250	490	500	500	500
入口 O <sub>2</sub> 濃度 %	10.8					20.8				
出口 O <sub>2</sub> 濃度 %	9.8	8.8	8.9	9	9	20.8	15.8	14	16.1	18
昇温開始後(経過時間)	0.20	5.50	1.20	1.50	2.20	0.30	1.00	1.30	2.00	2.30
臭 度	0 .....	◎3名	◎2名	◎2名	◎2名	◎2名				
1 .....	◎3名	◎1名	◎1名	◎1名	◎1名	◎2名	persons			
2 .....		◎2名 ◎1名	◎2名	◎2名	◎2名		◎1名	◎1名 ◎1名	◎2名 ◎1名	◎2名 ◎1名
3 .....				◎1名	◎2名	◎2名	◎1名 ◎2名	◎1名 ◎1名	◎2名	
4 .....										
5 .....										
出口排ガス状況	水蒸気+煙?					煙発生なし				
(出口排気口にて測定する)						(measured at exit of discharging opening)				
						steam + smoke ?				
						no smoke occurred				

\* The stronger smells were sensed in the air atmosphere because of relations between the flow amount entered and the occurrence of steam, etc.

### 3-2 Determination of a combustion system for a solution furnace

1) (O<sub>2</sub> amount of around 20%) is the optimized condition relating to a breakaway of the mold sand.

2) Where the  $O_2$  concentration of the furnace atmosphere is about 10%, a breakaway of molding sand is small, and the heat treatment will be over with the rest of sand stuck on the treated object. If a furnace used is a direct combustion type, the coefficient of air excess for combustion is necessary to be over  $M = 2$  in order to make  $O_2$  concentration 10-20%, which is not preferable in a sense of economical use of energy.

3) By using a radiant tube combustion method in a combustion system of the solution furnace,  $O_2$  concentration is increased. Moreover, no facility is needed for preventing air pollution (for a bad smell, for sand in discharged gas). Accordingly, it was determined to use a radiant tube method.

In addition, merits and demerits of some combustion systems were considered.

3-2-1 Tables of comparison of each combustion system (see Tables 5-1 to 3)

15

Table 5-1 Comparison of burner units

(O-excellent, Δ-good or normal, X-bad)

gas heated recuperator type of radiant tube

kerosene heated recuperator type of radiant tube

items considered

combustion system

direct combustion preheated air and normal temperature air type

air excess coefficient

furnace atmosphere

heat efficiency (non-heat exchange type)

recuperator type

検討項目	燃焼システム	直火だき予熱空気及び常温空気型	ガスだきレキュペレータ型ラジアントチューブ	灯油だきレキュペレータ型ラジアントチューブ
空気過剰係数	$M = 2$	X	$M = 1.1 \sim 1.3$	O
炉内雰囲気 $O_2$ %	10%以上	X	20.8%近辺	O
熱効率 (非熱交換型)	$\eta = 66.4\%$	Δ	( $\eta = 60 \sim 68\%$ )	O
レキュペレータ型	$\eta = 78.5\%$	O	$\eta = 71 \sim 75.5\%$	Δ

Table 5-2 Comparison from the view point of total systems of furnaces (pollution)

25

direct combustion preheated air and normal temperature air type

gas heated recuperator type of radiant tube

kerosene heated recuperator type of radiant tube

Furnace  $O_2$  % (surveillance device)

work sand

燃焼システム	直火だき予熱空気及び常温空気型	ガスだきレキュペレータ型ラジアントチューブ	灯油だきレキュペレータ型ラジアントチューブ
炉内 $O_2$ % (監視装置)	$O_2 10\%$ のため監視装置が必要となる。	X 既設炉 (19.1%~20.8%) と同等。	O 既設炉 (19.9%~20.8%) と同等。
ワーク砂について	砂落ちが悪い。	X 既設炉と同様砂落ちが良い。	O 既設炉と同様砂落ちが良い。

bad sand fall

surveillance device is needed for  $O_2 10\%$ .

good sand fall as existing furnace

same as existing furnace (19.1%~20.8%) (during operation)

good sand fall as existing furnace

same as existing furnace (19.9%~20.8%) (during operation)

7

Table 5-3 Comparison of total equipment costs (-% of equipment costs is shown such tat that of the gas heated recuperater type of radiant tube is 100.)

燃焼システム		direct combustion preheated air and normal temperature air type	gas heated recuperater type of radiant tube	kerosene heated recuperater type of radiant tube
検討項目	直火 予熱空気及び常温空気型	ガス 予熱空気型	ガス 予熱空気型	灯油 予熱空気型
バーナ設備費	18%	要	100%	130%
レキュペレータ設備費	54.2% (予熱空気型)	要	0% (バーナ本体へ含む)	0% (バーナ本体へ含む)
炉内O <sub>2</sub> 監視装置	30%	要	0%	0%
集塵機設備費	60%	要	0%	60%
悪臭対策設備費	36.1%	要	0%	0%
煙発生対策設備費	36.1%	要	0%	0%
設備イニシャルコスト	235%	x	100%	130~190%

(preheated air type)      needed      (included in burners)      not needed

#### 4. Heat efficiency of a furnace

It is not too much to say that heat efficiency of a furnace depends on, other than heat absorption by a heated object, the following loss and collection of discharged heat.

Table 6 is a table of heat calculations of existing Al adjusting furnaces of an electrical heating type.

- heat lost from openings of the furnace by radiation and convection
- heat loss by blowing in and out of cool air from opened doors and peripheral gaps
- loss by heat conduction from perforations for metal supports in the furnace
- heat loss by water cooling jackets
- loss by discharged gas
- loss by excess air
- imperfect combustion
- accumulated heat in walls and heat loss by radiation from the surface of the furnace to the air

Table 6 Table of heat calculations of existing adjusting furnaces of an electrical heating type (horizontal type)

		heat entered solution furnace				heat entered aging furnace			
		焼入炉		焼出炉		焼入炉		焼出炉	
		入熱	出熱	入熱	出熱	入熱	出熱	入熱	出熱
		kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%
5	Heater energy	ヒータ使用量 (250 kW/h)	215,000	86		56,889	51.5		
	RC fan Joule heat (entered)	RCファンジュール熱 (入熱)	35,260	14		53,535	48.5		
	heat absorbed by object (AL)	処理物吸熱量 (AL)		89,440	35.7			26,832	24.3
	Heat absorbed by basket, core sand	バスケット・中子砂吸熱量		49,020	19.6			9,632	8.7
	Heat discharged from furnace body	炉体放散熱量 (138 m <sup>2</sup> , 165 m <sup>3</sup> )		56,400	22.5			45,580	41.3
	loss by radiation and convection at door opening	扉開時輻射及び対流損失		36,480	14.5				
	loss by heat conduction from perforations for metal fittings	金具貫通部の熱伝導損失		18,920	7.7			28,380	25.7
	other heat loss	その他雑損失							
15	合計 total	250,260	100	250,260	100	110,424	100	110,424	100
	熱効率 heat efficiency	焼入炉 35.7%		焼出炉 24.3%					
		総合 32.2%							
	原単位 / t 当たり	501,667 kcal/t (583.3 kW/t)							
	fuel unit/t	total solution furnace		aging furnace					

The following are the steps taken in the present plan:

1. improvement of heat conduction and reduction of power
2. collection of discharged heat (recuperator), use of heat for heating the treated objects in the aging furnace
3. conduction heat by co-use of a furnace wall (a ceiling of a solution furnace and a floor of a aging furnace)
4. suppression of heat loss from perforations for metal supports in the furnace
5. review of fire-resistant material and construction methods
6. suppression of radiation, leak and entrance from openings
7. suppression of radiated heat by miniaturization of a furnace

##### 5. Steps taken for economical use of energy

Figure 2 shows a flow of a successive AL adjusting furnace of an economical used energy type in accordance with the present plan. Figures 3 and 4 show its outer views.

Figure 2 Flow of treated object

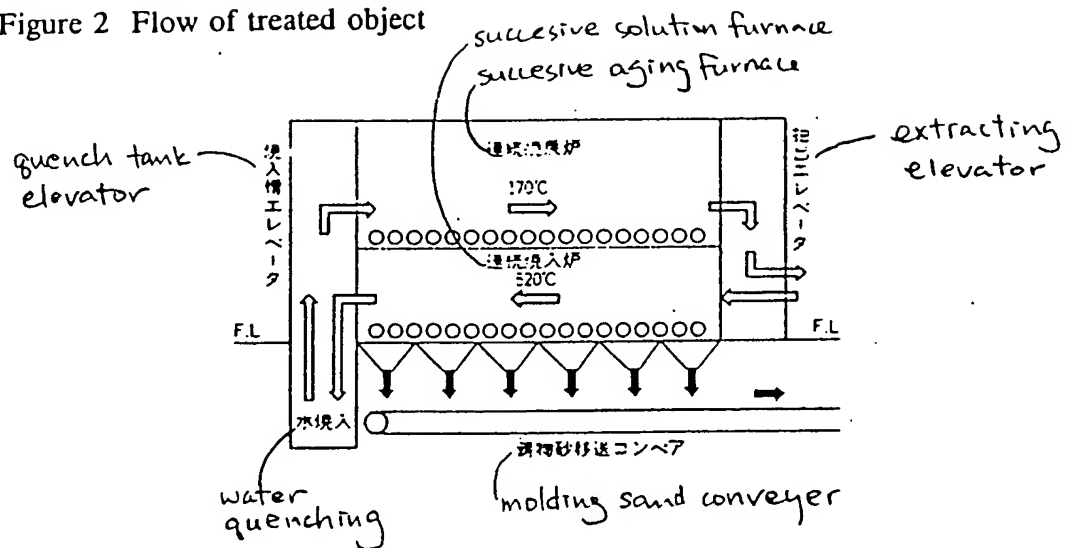


Figure 3 Side view of the successive furnaces

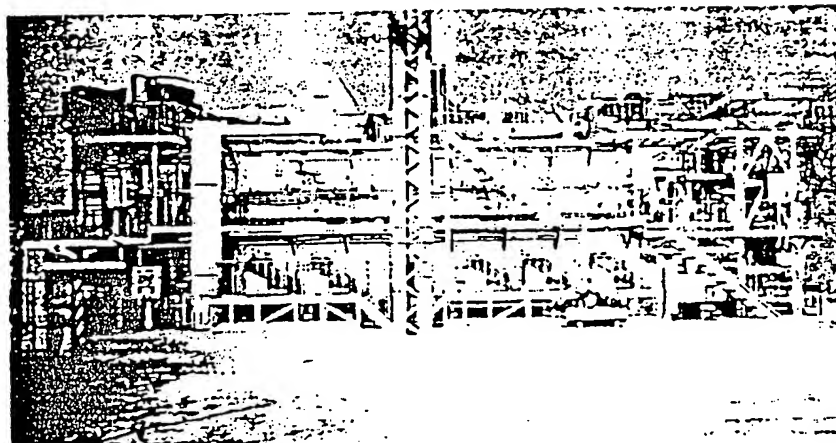
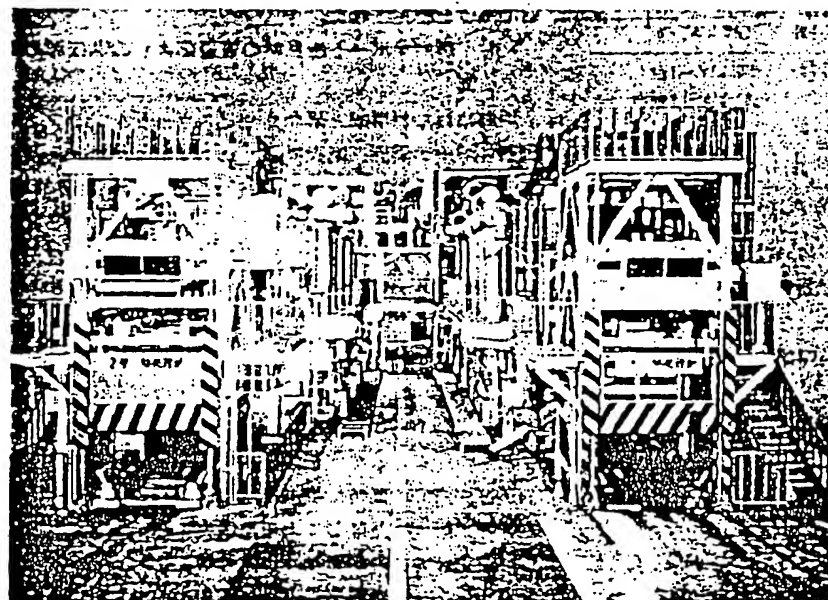


Figure 4



### 5-1) Improvement of heat conduction and reduction of power

Aluminium is shining heatable material, and has very small heat radiant conductivity. It is governed by heat conduction of convection.

The convection conduction is:

5

$$Q = \alpha c \times A \times \Delta t$$

$\alpha c$ : conductive coefficient of heat convection (kcal l/m<sup>2</sup>h°C)

A: area

$\Delta t$ : temperature differential

In a case of forcible convection,  $\alpha c$  is:

10

$$\alpha c = a + bw$$

W = wind speed : m/s

15

20

Figure 5 shows a flow of a hot wind in an existing solution furnace of an electrical heating type. Figure 6 shows a flow of a hot wind in a solution furnace of an economical used energy type. Table 7 shows RC fan capacities of the existing furnace and the present furnace. As the existing furnace uses a method for circulating a hot wind by which the hot wind is divided in the center, the wind speed is  $V = Q/2$  m/sec. On the other hand, as the furnace of the economical used energy type uses a straight method for circulating a hot wind, the wind speed is  $V = Q$  m/sec, and accordingly, about same heat conduction is obtained by a half of wind of the existing furnace, and the driving motor can be simultaneously saved, resulting in improvement of heat conduction. In addition, in the aging furnace, the circulation methods were changed from a wide direction type as in the existing furnaces to a longitudinal direction type, resulting in significant reduction in the RC fan capacity.

25

Figure 5 Existing furnace

30

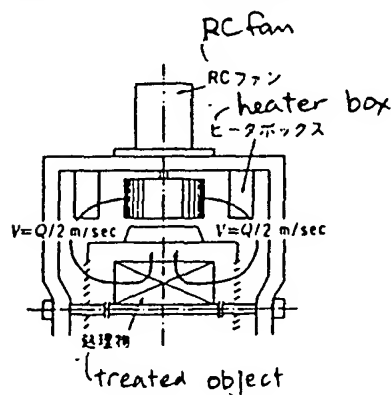


Figure 6

Economical used energy type furnace

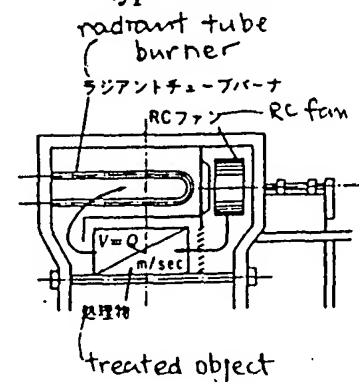




Table 7 Capacities of RC fan equipments

	existing furnace	economical used energy type furnace
	既設炉	本省工業型炉
Solution furnace	焼入炉 45 kW~1台 45 kW~1台 37 kW~1台 45 kW~1台	焼入炉 37 kW~1台 37 kW~1台 22 kW~3台 device
total	小計 172 kW	小計 140 kW
aging furnace	焼戻炉 45 kW~1台 37 kW~3台	焼戻炉 37 kW~1台 37 kW~1台
total	小計 156 kW	小計 74 kW
total	合計 328 kW	合計 214 kW

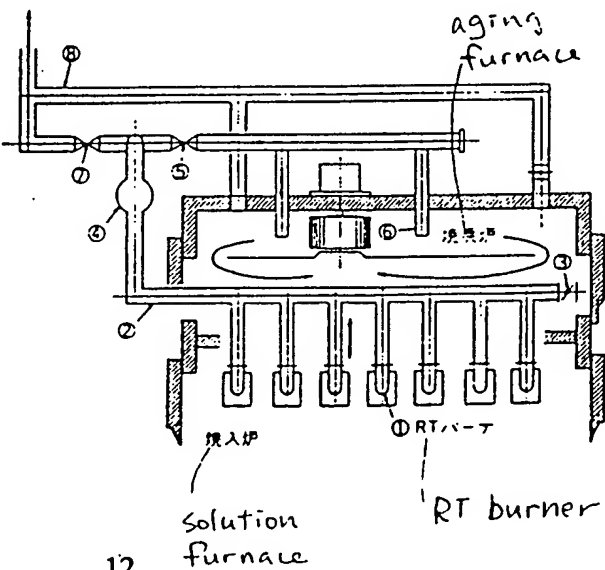
5-2) Collection of discharged heat

The radiant tube burner of the solution furnace was of a recuperater contained type, so as to aim improvement in the efficiency of the solution furnace itself. (A non-heat exchanging type  $\eta$ : 50-65%, a heat exchanging type 73%.)

As the temperature of the discharged gas of the tube was high at 640-450°C, it was expected that it could be used as 50% of necessary heat in the aging furnace. Thus, the RT discharged gas was introduced to the aging furnace, and the discharged heat was collected. Figure 7 shows the schematic flow thereof.

Figure 7 Flow of collection of discharged gas

1. radiant tube burner
2. collection duct
3. hot wind temperature control damper
4. collecting fan
5. collecting damper
6. hot wind entrance
7. purge damper
8. discharging duct



### 5-3) Use of conduction heat by co-using of a wall

In the present furnace of the economical used energy type, a wall was co-used, so as to reduce heat radiated from the two furnaces to the air. As well, it was expected to be possible to improve the heat in a unit of treated object at 30,000 kcal/t up, by using conduction through the wall from the solution furnace (520°C) to the aging furnace (170°C).

### 5-4) Suppression of heat conduction from perforations for metal supports in the furnace

The furnace is not made from bricks, but has many parts, such as driven rollers, fans, burners, stud pins for fire-resistant material, screws, photo tubes, thermal couples, and the like, which are coupled inside and outside of the furnace and protruded therefrom as soft steel material which has a high heat conductivity. Because of this, heat is discharged by heat conduction in those parts due to the difference between the furnace temperature and the air temperature. It is calculated for the existing furnace as about 22 kW - 32.5 kW/h which is a large value:

an area of heat conduction 1,485 m<sup>2</sup>

heat conductivity 46 kcal/mh°C

For prevention of them, the conduction area was as minimized as possible, and at the same time, a heat isolator was inserted in spaces of the perforations.

### 5-5) Reduction of heat loss by reviewing fire-resistant material

In a hot wind circulation type of furnace, the temperature of the outer wall is higher than the conventional furnace, and the heat loss becomes 2-3 times of that of the conventional furnace. The causes of this seem to be enhancement of heat conduction by convection to the inner wall of the furnace, and invasion of the hot air in the fire-resistant material. Though the economical thickness of the fire-resistant material is to be considered, in the solution furnace, the lining thickness was changed from 200 mm to 250 mm to change the temperature of the outer wall from 70°C (the existing furnace) to 50°C. In the aging furnace, the lining thickness was changed

from 125 mm to 150 mm to change the temperature of the outer wall from 60°C (the existing furnace) to 45°C.

5-6) Reduction of radiation and leak of heat and entrance of cool air from openings

5        In the solution furnace, sand fallen from core sand accumulates on the floor of the furnace. As a means for discharging it out of the furnace, a screw type of sand discharging device is provided. Conventionally, there were a large amount of blowing out of hot wind and suction from those discharging openings. Accordingly, the screw of a self sand seal type was used and automatically driven with an interval, and the openings were minimized, so as to improve sealing effects as much as possible.

5-7) Reduction of the outer surface area of the furnace body

15        As mentioned above, in the solution furnace, the furnace was miniaturized by changing the methods of flowing a hot wind from a wide direction type as in the existing furnace to a longitudinal direction type. The outer surface area was reduced to 78% of the existing furnace, resulting in suppression of energy loss.

6. A fuel unit

20        Table 8 shows the heat calculations of the economical used energy type of furnace.

Table 8

Combustion amount RC fan Joule heat (entered) entered wall conduction heat (furnace floor) Entered discharged gas heat (aging furnace) absorbed heat by treated object (A1) absorbed heat by basket, core sand discharged heat from furnace body radiation 10 and convection loss at door opening heat convection loss from perforations for metal fittings discharged heat from outer surface of discharging duct absorbed heat by preheated air (entered) loss from openings for photo tubes loss for cooling RT burners		Heat entered solution furnace 焼 入 炉				Heat entered aging furnace 焼 戻 炉			
		入 熱		出 熱		入 熱		出 熱	
		kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%
燃 焼 量	398,087	86.2			55,639	33.7			
RCファンジュール熱 (入熱)	20,555	4.4			14,279	8.6			
壁面伝導入熱 (炉床入熱)					7,320	4.5			
排ガス顕熱入熱 (焼戻炉)					87,860	53.2			
処理物吸熱量 (A1)			114,922	24.8			36,325	22	
バスケット・中子砂吸熱量			54,618	11.8			14,560	8.8	
炉体放熱熱量			60,255	13			23,380	14.2	
扉開時輻射及び対流損失			47,250	10.2			23,426	14.2	
金具貫通部の熱伝導損失			19,480	4.2			9,185	5.6	
排気ダクト外表面放熱熱量							14,505	8.7	
予熱空気吸熱量 (入・出熱)	43,193	9.3	43,193	9.3					
予熱空気ロス - preheated air loss			23,169	5.1					
排ガス顕熱 - discharged gas loss			87,865	19			43,718	26.5	
光電管開口部よりのロス			3,542	1.1					
RTバーナ冷却損失			7,041	1.5					
合 計 total	461,835	100	461,835	100	165,100	100	165,100	100	
熱 効 率 heat efficiency	焼 入 炉 28.8%				焼 戻 炉 65.2%				
					総 合 33.8%				
燃料原単位 kcal/t	472.630 kcal/t (549 kW/t)								

fuel unit

solution furnace

total

aging furnace

## 6-1 Evaluation (comparison with the existing furnace)

20

25

		existing electrical furnace	present economical used energy type furnace
solution furnace	efficiency	35.7%	28.8%
aging furnace	efficiency	24.3%	65.2%
total	efficiency	32.2%	33.8%
fuel	unit	472,630 kcal/t (549 kW)	
fan Joule heat		501,667 kcal	507,461 kcal/t
all fuel unit		(583.3kW/t)	(549+40.5 = 589.5 kW)

30

Although there was a handicap of loss of discharged gas by gas combustion, the fuel unit was made to equivalent with that of the existing furnace.

This was achieved by the following steps:

- a) using the discharged gas of the solution furnace in the aging furnace, so as to improve efficiency from 24.3% of the existing furnace to 65.2%
- b) using heat conduction in the wall surface
- c) miniaturizing the furnace
- d) reducing the discharged heat

6-2) Running cost differences (comparison with the existing furnace)

annual running hours : 7,200 hours

electricity fee : 20 yen/kW

gas fee : 102 yen/12,500 kcal

treated amount : 960 kg/h : 6,912 t/Y

---

existing electrical furnace

electricity fee :  $583.3 \text{ kW/t} \times 6.912 \text{ t/Y} @ 20/\text{kW} = 80,600,000$

---

present furnace of a gas combustion type

1) gas fee :  $472.630 \text{ kcal/t} \times 6,912 \text{ t/Y} \times 102 \text{ yen/12,500}$

$= 26,650,000$

2) electricity fee :  $40 \text{ kW/t} \times 6,912 \text{ t/Y} \times @20$

$= 5,670,000 \text{ (Joule entering heat)}$

---

total                      32,320,000

The running cost is about 1/2.5 of that of the existing furnace. The annual cost down is about 48,200,000 yen.

Therefore, the object to change to low cost energy has been achieved enough.

7. Conclusion

While the economical used energy is in inverse proportion to the initial cost, it is necessary to consider reduction of incidental electrical power as well as reduction

of fuel cost by using the discharged gas of a low temperature as further reduction of equipment costs is required. In a heat treatment furnace of a low temperature, a RC fan of a large capacity is usually provided for convection conduction. As the fan motor is set in a starting condition of a normal temperature, a motor with a capacity of about twice of that at a normal operation, depending on a temperature, is often used. Thus, as well as the equipment capacity, the invalid electrical power of the motor itself is large and vain energy is consumed.

#### 7-1) Reduction of power by a pole change motor

A motor can be miniaturized by a low speed operation at cold starting and a high speed operation at a predetermined temperature. Moreover, the suction amount of a cold wind into the furnace by the effect of the RC fan at a time of door opening is about 20% in the present furnace, depending on the types of furnace. The effect to the fuel unit is 59,137 kcal/t which is about 15% and very large. It is also a merit that economical use of energy can also be achieved by low speed rotation of a pole change motor at a time of door opening. As much know-how was obtained from the tests of real temperatures about maintenance of precise temperature distribution which is specific in an Al heat treating furnace, it is ensured that power can be reduced.

#### 7-2) Saving of electrical power used by miniaturization of a motor

In the present furnace (see table 7), equipment electrical power for the RC fan can be reduced from 214 kW to 67 kW. Further, fan electrical power per hour can be saved 100 kWh. The annual running cost down is 14,400,000 yen of electrical power.

The reduction of fuel by a low speed operation at a time of door opening realizes about 96,000 kcal/t less, which is in an annual running cost down of about 4,700,000 yen.

After this, the above system was fortunately implemented. Though it was on a basis of trial and error, the result was almost sufficient in improving fuel unit and saving power, and thus, the economical use of energy (reducing cost) has been achieved.



ガスとした場合に特に焼入処理において

中子砂の崩壊と炉内雰囲気の関係、排ガス大気汚染  
炉体各部表面からの放散損失を抑制し低減する排熱  
回収

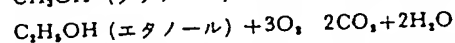
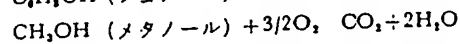
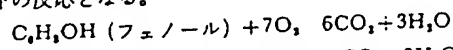
開口部よりの熱の放射・リーク及び冷気の侵入の抑  
制その他動力への低減

等の種々の考慮すべきもののほかに。

2) Al 鋳造用中子砂を固めるバインダはあらかじめ  
熱分解温度が低く、熱分解が適当であり、しかも大気中  
で熱分解速度が速いこと、すなわち鋳型砂を固める粘結  
力を失って砂粒は、はく落しやすい性質のものを採用さ  
れるが焼入炉が直火だきの場合、バインダの熱分解に寄  
与される炉内  $O_2$  濃度が高ければ分解しやすいことがあ  
る程度分っていたが、省エネルギーの面から最適な炉内  
 $O_2$  濃度の解明が急がれた。

また、直火だきの場合、排ガス中の砂塵対策を考慮す  
る必要もあった。

3-1 中子崩壊と炉内雰囲気について *debinding mechanism*  
中子砂粘結材 (バインダ) は主として、レジン (熱硬  
化性樹脂) が使用されている。およそバインダの分解は  
以下の反応となる。



また、熱分解時におけるバインダから発生する悪臭も  
若干の問題も含まれていた。フェノール樹脂はフェノー  
ル、クレゾール、キシレンなどのフェノール類と、ホル  
ムアルデヒドとの縮合によって生成される樹脂で、樹脂  
の製造プロセスにおいて用いられるホルムアルデヒド及  
びヘキサメチレンテトラミンの分解によるアンモニアが  
発生すると考えられ、これらの多くが悪臭成分と考えら  
れた。(某メーカー技術報・シェル砂再生炉の開発と公  
害) 悪臭成分としておよそ以下のものが上げられた。

ベンゾール・フェノール・トルエン・キシレン・ホル  
ムアルデヒド・アンモニア・クレゾール

### 3-1-1 テスト炉による実験

そこで中子砂の崩壊と  $O_2$  濃度の関係を知るために種  
々のテストを行った。表 1.2.3 はそのテストの結果を表  
わす。また、表 4 は、臭気調査結果を表わす。

なお、臭気は下記

- 0……無臭
- 1……やっとかすかに感じるにおい
- 2……らくに感じる弱いにおい
- 3……明らかに感じるにおい
- 4……強いにおい
- 5……耐えられない程度強いにおい

以上 6 段階臭気強度表示で区分した。

### 3-2 焼入炉燃焼システムの決定

1) 鋳物砂の離脱に関する最適条件としては ( $O_2$  量 20  
%前後が) 最適条件となる。

2) 炉内雰囲気  $O_2$  量 10% 程度では鋳砂の離脱が少な  
く処理材に付着のまま熱処理が完了となる。もし、直火

表 1 中子砂単体テスト

炉内雰囲気	結 果
$N_2$ 100%	中子砂崩壊セズ (黒色)
空気 100%	崩壊 (砂褐色)
ガス燃焼雰囲気 $O_2$ 7~10.5% $O_2$ 0.3~1 % $O_2$ 3~5.8 %	同 上 崩壊セズ (黒色) 崩壊 (黒色)

ヒートカーブ 500°C Keep

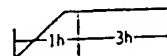


表 2 Al 切断物付着の中子砂はく落テスト

炉内雰囲気	結 果
ガス燃焼 $O_2$ 5.9~6.8%	砂表面は褐色に焼けサラサラ落ちるが穴 内部の砂は黒い (砂は落ちない)
空気 100% ( $O_2$ 20.8%)	100%褐色に砂が焼け砂がはく落した

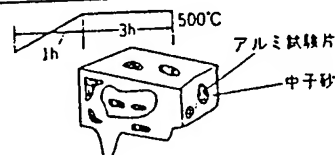
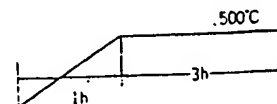


表 3 Al 実物大付着中子砂はく落テスト

炉内雰囲気	中子砂結果状態
ガス燃焼 $O_2$ 35%	空気過剰係数 $M=1.2$ 相当 中子砂崩壊セズ (黒砂)
$O_2$ 7%	$M=1.5$ 同上……臭気調査
$O_2$ 10%	$M=2$ 表面がはく落した が内部は崩壊しない
空気 + $N_2$ $O_2$ 15~21%	同 上
空気 $O_2$ 20.8%	100%崩壊はく落する

ヒートサイクル





パネラー 15回目 男子3名 女子3名  
16回目 男子2名 女子2名  
◎女子 ○男子

表4 パネラーによる官能試験結果

	第15回目テスト時					第16回目テスト時				
炉内封入雰囲気	燃焼排ガス+空気(4.6 m³/h)					空 気 (2 m³/h)				
炉内温度 °C	170	458	500	500	500	250	490	500	500	500
入口 O₂ 濃度 %	10.8					20.8				
出口 O₂ 濃度 %	9.8	8.8	8.9	9	9	20.8	15.8	14	16.1	18
昇温開始後(経過時間)	0.20	5.50	1.20	1.50	2.20	0.30	1.00	1.30	2.00	2.30
臭 気 強 度	0.....	○3名	○2名	○2名	○2名	○2名				
	1.....	◎3名	◎1名	◎1名	○1名	○1名	○2名			
	2.....		◎2名 ○1名	◎2名	◎2名	◎2名		○1名 ◎1名	○1名 ◎1名	○2名 ◎1名
	3.....				◎1名	◎2名	◎2名	○1名 ◎2名	○1名 ◎1名	○2名
	4.....									
	5.....									
出口排ガス状況	水蒸気+煙?					煙発生なし				

(出口排気口にて測定する)

\*封入流量と水蒸気発生等の関係から空気雰囲気中時がにおいが大きいようであった。

だき焼入炉を採用した場合、O₂量を10~20%にするために燃焼用空気過剰係数M=2以上が必要となり、省エネルギー対策の面で好ましくない。

3) 焼入炉の燃焼システムをラジアントチューブ燃焼方式にすることにより、炉内 O₂ 濃度を高める。また、大気汚染対策(悪臭対策・排ガス中の粉砂対策)のための設備を必要としない。よって、ラジアントチューブ方式に踏切った。

また、前段階として各種燃焼システムのメリット・デメリットを比較検討した。

3-2-1 各燃焼システム比較検討一覧(表5-1~3参照)

#### 4. 炉の熱効率

処理物の熱吸収をのぞき、炉の効率は下記の損失量並びに排熱回収等によって左右されるといって過言ではない。

表6は既設電気加熱式 AI 調節炉の熱勘定表を示す。

- 1) 炉開口部から輻射及び対流により失う熱量
- 2) 扉開時並びに周囲隙間からの冷風吸込・吹出しによる熱損失
- 3) 炉内サポート金具類貫通部よりの熱伝導による損失
- 4) 水冷ジャケットによる熱損失
- 5) 排ガス損失

表 5-1 パーナ単位の比較

(○~優れている, △~良好又は普通, ×~不可)

燃焼システム	直 火 だ き 予熱空気及び常温空気型		ガスだきレキュベレータ型 ラジアントチューブ		灯油だきレキュベレータ型 ラジアントチューブ	
検討項目						
空気過剰係数	M=2	×	M=1.1~1.3	○	M=1.2~1.3	△
炉内雰囲気 O₂ %	10%以上	×	20.8%近辺	○	20.8%近辺	○
熱 効 率 (非熱交換型)	η = 66.4%	△	(η = 60~68%)	○	(η = 50~55%)	×
レキュベレータ型	η = 78.5%	○	η = 71~75.5%	△	η = 61~65%	×

表 5-2 炉の TOTAL システム面からの比較 (公費面)

燃焼システム 検討項目	直 火 だ き 予熱空気及び常温空気型	ガスだきレキュベレータ型 ラジアントチューブ	灯油だきレキュベレータ型 ラジアントチューブ
炉内 O <sub>2</sub> % (監視装置)	O <sub>2</sub> 10% のため監視装置が必要となる。	× 既設炉 (19.1%~20.8%) と同等。 (運転中)	○ 既設炉 (19.9%~20.8%) と同等。 (運転中)
ワーク砂について	砂落ちが悪い。	× 既設炉と同様砂落ちが良い。	○ 既設炉と同様砂落ちが良い。

表 5-3 TOTAL 設備費面の比較 (設備費の～%は、ガスだきレキュベレータ型ラジアントチューブを100とした場合。)

燃焼システム 検討項目	直 火 だ き 予熱空気及び常温空気型	ガスだきレキュベレータ型 ラジアントチューブ	灯油だきレキュベレータ型 ラジアントチューブ
バーナ設備費	18%	100%	130%
レキュベレータ 設備費	54.2% (予熱空気型)	0% (バーナ本体へ含む)	0% (バーナ本体へ含む)
炉内 O <sub>2</sub> 監視装置	30%	0%	0%
集塵機設備費	60%	0%	60%
悪臭対策設備費	36.1%	0%	0%
煙発生対策設備費	36.1%	0%	0%
設備イニシャルコスト	235%	100%	130~190%

- 6) 過剰空気による損失
  - 7) 不完全燃焼
  - 8) 壁蓄熱量並びに炉外表面から大気への放散熱損失
- 本計画におけるその対応策として
1. 熱伝達の向上と動力の低減
  2. 排熱回収 (レキュベレータ)、焼炭炉の処理物加熱への利用
  3. 炉壁兼用による伝導熱 (焼入炉天井と焼炭炉炉床)
  4. 炉内サポート金具材貫通部からの熱損失の抑制化
  5. 耐火材の見直しと施工方法の見直し
  6. 開口部よりの放射リーク及び侵入の抑制

7. 炉体の小型化による放散熱の抑制

#### 5. 省エネルギー対策

図 2 は、本計画の省エネルギー型 AI 連続調質炉のフローを示す。図 3、4 はその外観を示す。

##### 5-1) 熱伝達の向上と動力の低減

アルミは光輝性被加熱物で放射伝熱は極めて少なく対流による熱伝達にて支配される。

対流伝達は

$$Q = \alpha \times A \times \Delta t$$

$\alpha$ : 対流熱伝達率 (kcal/l/m<sup>2</sup>h°C)

表 6 既設電気加熱式調質炉の熱動定数 (平置式)

	焼 入 炉				焼 炭 炉			
	入 熱		出 熱		入 熱		出 熱	
	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%
ヒータ使用量(250 kW/h)	215,000	86			56,889	51.5		
RCファンジュール熱(入熱)	35,260	14			53,535	48.5		
処理物吸熱量(AI)			89,440	35.7			26,832	24.3
バスケット・中子砂吸熱量			49,020	19.6			9,632	8.7
炉体放散熱量(138 m², 165 m²)			56,400	22.5			45,580	41.3
扉開時輻射及び対流損失			36,480	14.5				
金具貫通部の熱伝導損失			18,920	7.7			28,380	25.7
その他雑損失								
合 計	250,260	100	250,260	100	110,424	100	110,424	100
熱 効 率	焼 入 炉 35.7%				焼 炭 炉 24.3%			
	総 合 32.2%							
原単位／t 当たり	501,667 kcal/t (583.3 kW/t)							

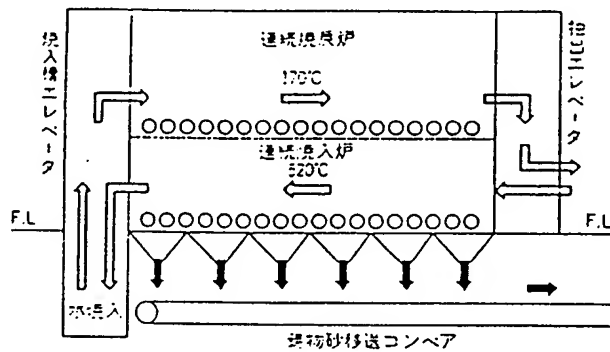


図2 処理材の流れ

$A$ : 面積

$\Delta t$ : 温度差

であり強制対流の  $\alpha$  の値は

$\alpha = a + bw$  で表わされる

$W$  = 風速……m/s

図5は既設電気加熱式焼入炉の熱風の流れを示す。図6は省エネルギー型の同じく焼入炉の熱風の流れを示す。また、表7は既設炉と本炉のRCファンの容量を表わす。既設炉はセンター振分けの熱風循環方式のため風速は  $V=Q/2$  m/sec となる。一方、省エネ型炉はストレートの熱風循環方式のために  $V=$

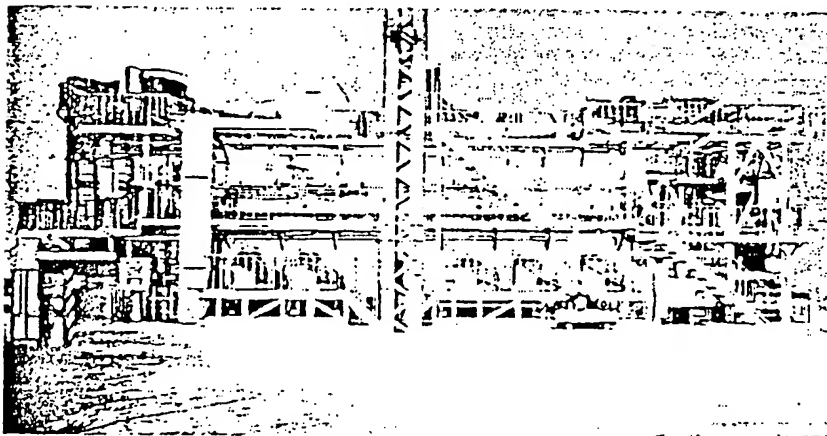


図3 連続炉側面

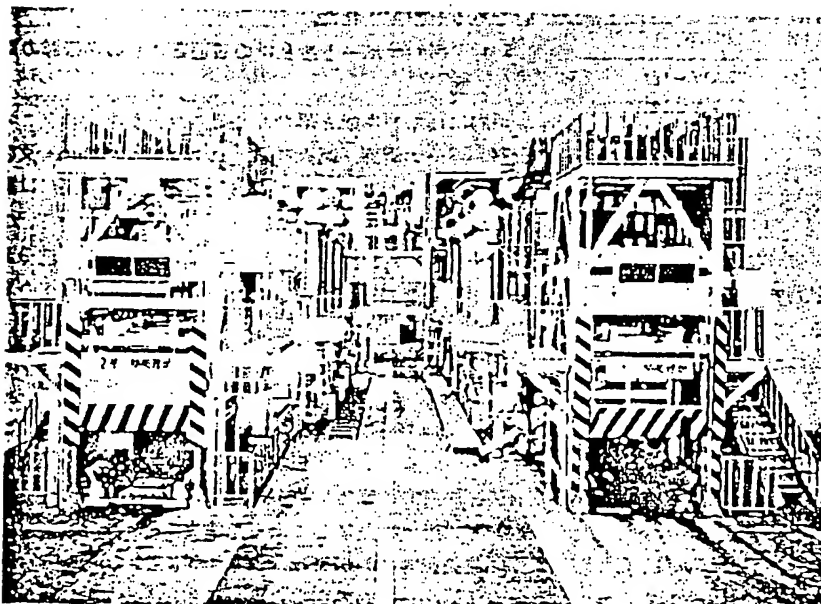


図4

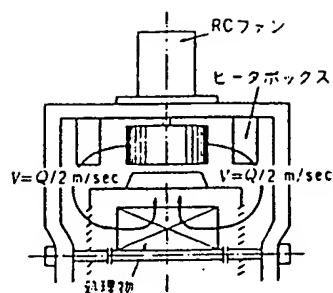


図5 既設炉

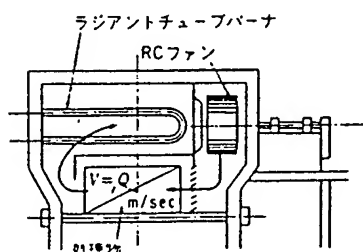


図6 本省エネルギー型炉

表7 RCファン設備容量

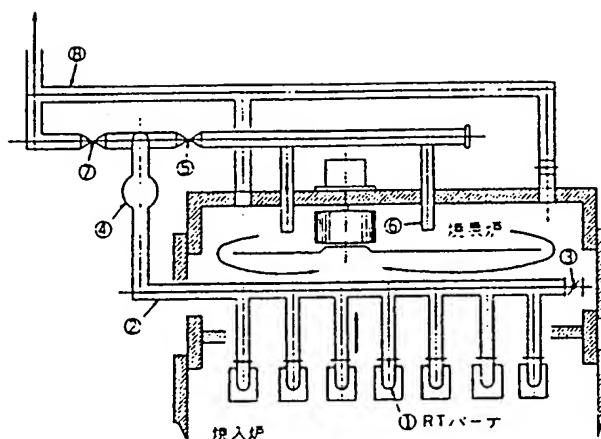
既 設 炉	本 省 エ ネ 型 炉
焼入炉 45 kW~1台	焼入炉 37 kW~1台
45 kW~1台	37 kW~1台
37 kW~1台	22 kW~3台
45 kW~1台	
小 計 172 kW	小 計 140 kW
焼炭炉 45 kW~1台	焼炭炉 37 kW~1台
37 kW~3台	37 kW~1台
小 計 156 kW	小 計 74 kW
合 計 328 kW	合 計 214 kW

$Q \cdot m/sec$  となり、既設の風量の約1/2の風量にてほぼ同じの熱伝達が得られると同時に駆動モータもセーブされ、結果的には熱伝達の向上となる。また、焼炭炉においては既設炉横循環方式を長手方向の循環方式として大幅にRCファン容量を低減した。

#### 5-2) 排熱回収

焼入炉・ラジアントチューブバーナはレキュペレータ内蔵型を使用することによって、焼入炉自体の効率UPを図った。(非熱交型 $\eta$ : 50~65%, 熱交型73%)

しかし、チューブの排ガス温度は640~450℃と高く焼炭炉に必要な熱量の50%利用が可能であると想定された



1. ラジアントチューブバーナ
2. 回収ダクト
3. 熱風温度コントロールダンパ
4. 回収ファン
5. 回収ダンパ
6. 熱風吹込口
7. バージダンパ
8. 排気ダクト

図7 排熱回収フローシート

のでRT排ガスを焼炭炉に導き排熱回収化を図った。図7はその概略フローを示す。

#### 5-3) 壁兼用による伝導熱の利用

本省エネ炉は壁の一部を兼用することにより、両炉の大気への放射熱量を低減するとともに逆に焼入炉(520℃)からの焼炭炉(170℃)への壁伝導を利用することによって被処理物原単位 30,000 kcal/t UPすることが可能であると想定された。

#### 5-4) 炉内サポート金具材の貫通部よりの熱伝導の抑制

炉内はれんが構成と異なりハースローラを含めファン周囲、バーナ周囲、耐火材スタットピン、スクリュ及び光電管、熱電対等の部分が炉内と炉外(炉外表面)は熱伝導率の高い軟鋼材として接合及び突出されている。このために、炉内温度を大気温度の差により、その部分が熱伝導により大気へ放散される。あらためて既設炉を算出すると

$$\text{熱伝導面積 } 1,485 \text{ m}^2$$

$$\text{熱伝導率 } 46 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

およそ 22 kW~32.5 kW/h とかなり大きな値であった。これらの対策として、伝熱面積を可能な限り小さくする構造を採用し、同時に貫通部空間に断熱材を充填した。

#### 5-5) 耐火材見直しによる熱損失の低減

熱風循環方式の炉では、通常の炉に比べ外壁温度がかなりUPし、その熱損失は2~3倍にもなることがあ

る。その原因は対流による炉内壁への熱伝達の向上と耐火材への熱風の侵入が起因するものと思われる。経済的な耐火材の厚みも考慮しなくてはならないが、焼入炉・外壁温度70℃(既設炉)を-50℃目標としライニング厚さ200 mmを250 mmとした。焼戻・外壁温度60℃(既設炉)を-45℃目標としライニング厚さ125 mmを150 mmとした。

5-6) 開口部よりの放射及びリーク・冷風侵入の低減  
焼入炉において、中子砂離脱の砂は炉内炉床に推移する。その炉外への排出手段として、スクリュ式の砂排出装置を設けてあるが、従来これら排出口から熱風の吐出及び吸込がかなりあった。したがって、スクリュは自動間欠運転とし、自己サンドシール方式とし、その他の開口部についても開口面積を小さくし、極力シール性の向上を配慮した。

#### 5-7) 炉体外表面の低減

前述の如く焼戻炉において、熱風の流れ方向を既設炉循環方式を炉長手循環にすることにより、炉がコンパクトになり既設炉の78%の外表面積となりエネルギー損失を抑えた。

### 6. 燃料原単位

表8は、本省エネ型炉の熱勘定を示す

6-1 評価 (既設炉との対比)

		既設電気炉	本省エネ炉
焼入炉	効率	35.7%	28.8%
焼戻炉	効率	24.3%	65.2%
総 合	効率	32.2%	33.8%
燃 料	原単位		472,630 kcal/t (549 kW/t)
ファンジュール熱		501,667 kcal	507,461 kcal/t
含む原単位		(583.3 kW/t)	(549+40.5=589.5 kW)

等でありガスだきによる排ガスの損失のハンデがあったが、ほぼ既設炉と同等の原単位にすることができた。

これは

- 焼入炉の排ガスを焼戻炉へ利用し既設24.3%に対し65.2%効率をUPした。
- 壁面伝導熱の利用
- 炉の小型
- 放散熱の低減

以上の対策をすることにより、ここに達成することができた。

#### 6-2) ランニングコスト差 (既設炉との対比)

年間稼働時間：7,200時間

電気代：20円/kW、ガス代：102円/12,500 kcal

処理量：960 kg/h.....6,912 t/Y

既設電気炉  
電気代：583.3 kW/t × 6.912 t/Y @ 20/kW = 80,600,000

表8

	焼 入 炉				焼 戻 炉			
	入 熱		出 熱		入 熱		出 熱	
	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%	kcal/h	%
燃 焼 量	398,087	86.2			55,639	33.7		
RCファンジュール熱(入熱)	20,555	4.4			14,279	8.6		
壁面伝導入熱(炉床入熱)					7,320	4.5		
排ガス顕熱入熱(焼戻炉)					87,860	53.2		
処理物吸熱量(AI)			114,922	24.8			36,325	22
バスケット・中子砂吸熱量			54,618	11.8			14,560	8.8
炉体放散熱量			60,255	13			23,380	14.2
扉開時輻射及び対流損失			47,250	10.2			23,426	14.2
金具貫通部の熱伝導損失			19,480	4.2			9,185	5.6
排気ダクト外表面放散熱量							14,505	8.7
予熱空気吸熱量(入・出熱)	43,193	9.3	43,193	9.3				
予熱空気ロス			23,169	5.1				
排ガス顕熱			87,865	19			43,718	26.5
光電管開口部よりのロス			3,542	1.1				
RTバーナ冷却損失			7,041	1.5				
合 計	461,835	100	461,835	100	165,100	100	165,100	100
熱 効 率	焼 入 炉 28.8%		焼 戻 炉 65.2%					
			総 合 33.8%					
燃料原単位 kcal/t	472.630 kcal/t (549 kW/t)							

本炉ガスだき炉	
1) ガス代: $472.630 \text{ kcal/t} \times 6,912 \text{ t/Y} \times 102 \text{ 円/12,500}$ = 26,630,000	
2) 電気代: $40 \text{ kW/t} \times 6,912 \text{ t/Y} \times \textcircled{20}$ = 5,670,000 (ジュール入熱)	
合 計	32,320,000

ランニングコストは既設炉の約1/2.5で年間コストダウン金額は約4,820万となる。

したがって、低価格エネルギーへの移行による目的はここに十分に達成された。

## 7. む す び

省エネルギーとイニシャルコストは反比例するが、更に設備費の低減が要求されるなかで低温排ガスの利用による燃費の低減にとどまらず、付帯電力の低減化の検討が必要である。低温の熱処理炉において対流伝熱を必要のために通常大容量の RC ファンが設けられる。ファンモータは常温スタート条件にて選定されるために、使用温度によって異なるが定常運転時の約2倍程度のモータが使用される場合が多い。ゆえに、設備容量も含め、モータ自体の無効電力が大であり、無駄なエネルギーが使用されている。

### 7-1) ポールチェンジモータによる動力の低減

コールドスタート時は低速運転、所定温度にては高速

運転によってモータは小型化とすることができる。また、炉の型式にもよるが、扉開時の RC ファンの影響による炉内への冷風の吸込量は本炉のような場合約20%もあり、原単位におよぼす値は、 $59,137 \text{ kcal/t}$  であり約15%の数字となり非常に大きい。ポールチェンジモータにより、扉開時の低速回転運転による省エネルギー化も合わせて行えるメリットもあります。アルミ熱処理炉特有な温度分布精度の維持について、再々の実体温度を追跡調査を行った結果、種々のノウハウを得られたので、これらをベースとして更にファン容量を下げ、動力の低減が可能であると確信を得られた。

### 7-2) モータ小型化による使用電力量のセーブ

本型式炉の場合 (表7を参照のこと) 設備電力 RC ファン  $214 \text{ kW}$  を  $67 \text{ kW}$  まで低減可能。又、時間当たりのファン電力は  $100 \text{ kWh}$  セーブとなる。年間ランニングコストダウンは14,400,000円の電力量を低減できる。

扉開時の低速運転による燃料の低減は、その他を含めて約  $96,000 \text{ kcal/t}$  レスが可能であり年間ランニングコストダウンはおおよそ4,700,000円は可能と思われます。

その後、幸いにして以上のシステムを実施する機会があり、目標達成のために試行錯誤の繰り返しであったが、結果においては原単位の向上、動力のセーブへとほぼ満足を得る省エネルギー (省コスト) をここに達成することができた。

△

△

△